

Кут  $\Theta$  не може бути меншим  $30^\circ$ . Кут  $\Psi$  має ще менший діапазон варіації. Найбільш раціональні значення кута  $\Psi$  знаходяться у діапазоні  $35^\circ \dots 45^\circ$ .

Висновки. 1) Для кожної форми поперечного перерізу напрямних загальної тенденцією підвищення вихідних характеристик є зростання габаритів поперечного перерізу. 2) Раціональні значення кута  $\Theta$  трапецієвидної форми напрямних лежать у діапазоні  $10^\circ \dots 30^\circ$ . 3) Раціональні значення кута  $\Psi$  ромбовидної форми напрямних лежать у діапазоні  $35^\circ \dots 45^\circ$ .

## Список літератури

1. Орликов М.Л. Динамика станков / М.Л. Орликов. – [2-е изд., перераб.]. – К.: Высшая школа, 1989. – 272 с.
2. Пестунов В.М. Повышение точности и производительности металлорежущих станков / В.М. Пестунов, Е.А. Кариков. – К.: Техника, 1979. – 96 с.
3. Крижанівський В.А. Що обмежує вантажну спроможність приводу подачі силових вузлів / В.А. Крижанівський // Зб. наук. праць КДТУ : техніка у сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2000. – № 6. – С. 14-17.

Одержано 25.05.11

**УДК 621.9.06-112**

**С.М. Халявка, магістрант гр. МВ-10-МБ, А.І. Гречка, доц., канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Встановлення адекватності математичної моделі умов функціонування пінольних механізмів з циліндричною напрямною

В статті наведена математична модель функціонування пінольного механізму, побудована з використанням степеневі залежності між контактними тисками і деформаціями. Описані методика і спеціальний стенд для встановлення адекватності цієї моделі.

**пінольний механізм, степенева залежність, адекватність**

Пінольні механізми здобули широке розповсюдження у силових вузлах металорізальних верстатів як виконавчі органи приводів подач. До найважливіших характеристик пінольних механізмів як класу повзунових механізмів відносяться навантажувальна здатність та точність положення в напрямних. В той же час саме зазначені характеристики значною мірою визначають як енергоємність та матеріалоємність силових вузлів, так і продуктивність та точність процесу обробки. [1]

Для опису функціонування пінольного механізму була розроблена загальна просторова схема навантаження, що дозволяє аналізувати довільний процес обробки, для забезпечення якого використовується привід подачі з перетворюючим механізмом довільного типу. Схема навантаження представлена на рис. 1.

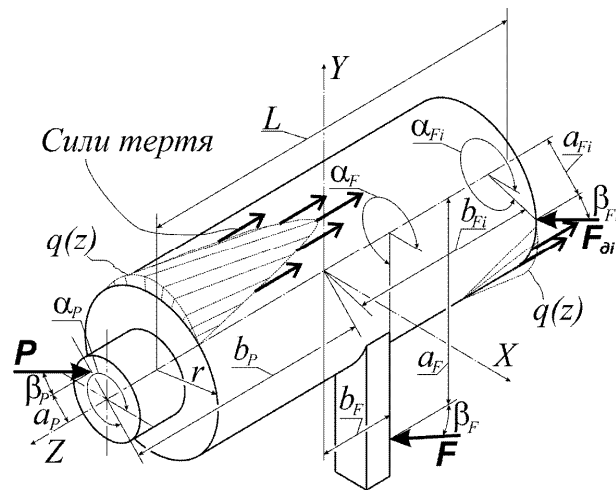


Рисунок 1 – Схема навантаження пінюльного механізму

Приймаємо, що з боку процесу обробки на пінюльний вузол діє сила технологічного опору  $P$ , осьова складова  $P_O$  якої розміщена з ексцентриситетом  $a_P$  відносно осі  $Z$ , а радіальна складова  $P_R$  розміщена у площині, паралельній площині  $XOY$ . Відстань між цими двома площинами складає  $b_P$ , а кут між площиною розташування сили  $P$  та площиною  $XOZ$  складає  $\alpha_P$ . Кут між силою технологічного опору  $P$  та її осьовою складовою  $P_O$  складає  $\beta_P$ , а його значення визначається розташуванням радіальної складової  $P_R$ .

З боку привода подачі на пінюльний вузол діє сила подачі  $F$ , осьова складова  $F_O$  якої розміщена з ексцентриситетом  $a_F$  відносно осі  $Z$ . Радіальна складова  $F_R$  сили подачі розміщена у площині, паралельній площині  $XOY$ . Відстань між цими двома площинами складає  $b_F$ , а кут між площиною розташування сили  $F$  та площиною  $XOZ$  складає  $\alpha_F$ . Кут між силою подачі  $F$  та її осьовою складовою  $F_O$  складає  $\beta_F$ .

У деяких конструкціях силових вузлів з боку приводу подачі на пінюльний механізм діє дві та більше сил подачі. Для позначення кожної додаткової сили подачі та координат її розташування вводимо додатковий числовий індекс у кінці позначення.

Умови рівноваги зовнішньоприкладених сил, які діють на пінюльний механізм з боку процесу обробки та приводів подач, і виникаючих внаслідок їх дії внутрішніх силових факторів, представлених контактними тисками, представлені наступною системою рівнянь:

$$\begin{aligned}
 & -P \sin \beta_P \cos \alpha_P - F \sin \beta_F \cos \alpha_F - \sum F_i \sin \beta_{Fi} \cos \alpha_{Fi} = \\
 & = \frac{2r\Delta^2}{c^2} \int_{-L/2}^{L/2} \left( \left( \frac{2}{3} \left( \frac{\delta(z) + \Delta}{\Delta} \right)^2 + \frac{1}{3} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{\Delta}{\delta(z) + \Delta} \right)^2} - \left( \frac{\delta(z) + \Delta}{\Delta} \right) \arccos \left( \frac{\Delta}{\delta(z) + \Delta} \right) \right) \times \\
 & \quad \times \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \\
 & -P \sin \beta_P \sin \alpha_P - F \sin \beta_F \sin \alpha_F - \sum F_i \sin \beta_{Fi} \sin \alpha_{Fi} = \\
 & = \frac{2r\Delta^2}{c^2} \int_{-L/2}^{L/2} \left( \left( \frac{2}{3} \left( \frac{\delta(z) + \Delta}{\Delta} \right)^2 + \frac{1}{3} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{\Delta}{\delta(z) + \Delta} \right)^2} - \left( \frac{\delta(z) + \Delta}{\Delta} \right) \arccos \left( \frac{\Delta}{\delta(z) + \Delta} \right) \right) \times \\
 & \quad \times \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \\
 & P \sin \beta_P \sin \alpha_P b_P - P \cos \beta_P \sin \alpha_P a_P + F \sin \beta_F \sin \alpha_F b_F + F \cos \beta_F \sin \alpha_F a_F +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \Sigma F_i \sin \beta_{Fi} \sin \alpha_{Fi} b_{Fi} + \Sigma F_i \cos \beta_{Fi} \sin \alpha_{Fi} a_{Fi} - \mu R_Y r = \\
 & = \frac{2r\Delta^2}{c^2} \int_{-L/2}^{L/2} \left( \frac{2}{3} \left( \frac{\delta(z)+\Delta}{\Delta} \right)^2 + \frac{1}{3} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{\Delta}{\delta(z)+\Delta} \right)^2} - \\
 & - \left( \frac{\delta(z)+\Delta}{\Delta} \right) \arccos \left( \frac{\Delta}{\delta(z)+\Delta} \right) \cdot z \cdot \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \\
 & P \cos \beta_P \cos \alpha_P a_P - P \sin \beta_P \cos \alpha_P b_P - F \sin \beta_F \cos \alpha_F b_F - F \cos \beta_F \cos \alpha_F a_F - \\
 & - \Sigma F_i \sin \beta_{Fi} \cos \alpha_{Fi} b_{Fi} - \Sigma F_i \cos \beta_{Fi} \cos \alpha_{Fi} a_{Fi} + \mu R_X r = \\
 & = \frac{2r\Delta^2}{c^2} \int_{-L/2}^{L/2} \left( \frac{2}{3} \left( \frac{\delta(z)+\Delta}{\Delta} \right)^2 + \frac{1}{3} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{\Delta}{\delta(z)+\Delta} \right)^2} - \\
 & - \left( \frac{\delta(z)+\Delta}{\Delta} \right) \arccos \left( \frac{\Delta}{\delta(z)+\Delta} \right) \cdot z \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \\
 & - P \cos \beta_P + F + \Sigma F_i \cos \beta_{Fi} - \\
 & - \mu \frac{2r\Delta^2}{c^2} \int_{-L/2}^{L/2} \left( \frac{2}{3} \left( \frac{\delta(z)+\Delta}{\Delta} \right)^2 + \frac{1}{3} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{\Delta}{\delta(z)+\Delta} \right)^2} - \left( \frac{\delta(z)+\Delta}{\Delta} \right) \arccos \left( \frac{\Delta}{\delta(z)+\Delta} \right) dz = 0,
 \end{aligned}$$

де  $\Delta$  – радіальний зазор в напрямних;  $c$  – коефіцієнт пропорційності степеневій залежності між контактними тисками і деформаціями;  $L$  – довжина активної ділянки напрямних, де відбувається контакт;  $r$  – радіус пінолі;  $\mu$  – коефіцієнт тертя;  $\lambda_x, \lambda_y$  – зміщення осі пінолі по осям  $X$  і  $Y$  у початковому перетині відповідно;  $\gamma_x, \gamma_y$  – кути нахилу осі пінолі навколо осей  $X$  та  $Y$  у розглядаємих площинах.

В основу проведення експериментальних досліджень покладено принцип “чорної скриньки”. Пропонується використати імітаційний підхід у фізичному моделюванні, для чого розроблено експериментальний стенд (рис. 2).

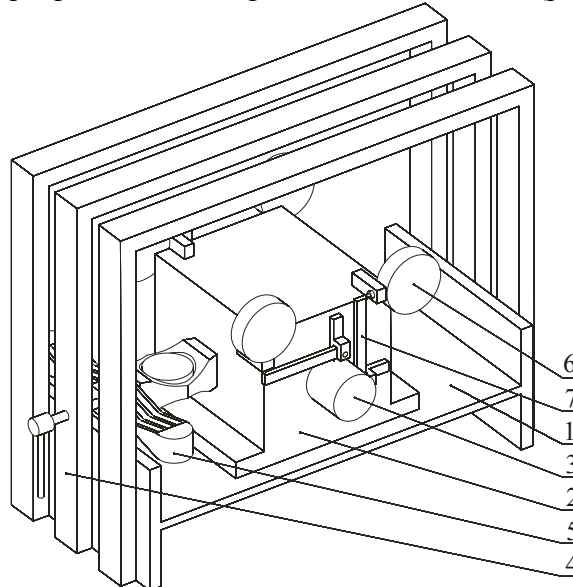


Рисунок 2 – Експериментальний стенд

На платформі 1 розміщений корпус 2 з отвором напрямних, в який встановлено імітуючий циліндр 3. Дану конструкцію охоплюють рами 4, прикріплені до платформи 1. Навантаження створюється динамометром стиснення 5 за допомогою гвинта, що закручується в різьбовий отвір на рамі 4. Через стержень, який вставлено в боковий

отвір у корпусі 2, навантаження передається на імітуючий циліндр 3. Переміщення даного циліндру в отворі напрямних фіксуються за допомогою чотирьох індикаторів 6, пов'язаних з поверхнею циліндра перетворюючими механізмами 7. Індикатори розміщені по два з кожного торця корпусу таким чином, щоб вимірювати переміщення о двом взаємно перпендикулярним напрямкам.

Навантажуючу силу будемо фіксувати на наступних рівнях: 0, 490, 1078, 1764, 2548 Н. Загальна послідовність виконання експерименту наступна:

1. Навантажуємо піноль центрально прикладеною силою і на кожному прийнятому рівні варіювання записуємо показання індикаторів.

2. До уваги приймаємо показання індикаторів, що вимірюють переміщення циліндра в отворі корпусу по лінії дії прикладеної сили.

3. Після досягнення максимального рівня варіювання розвантажуюємо циліндр і повертаємо його на прямий кут.

4. Повторюємо пункти 1-3 необхідну кількість разів. Приймаємо кількість повторних дослідів вісім.

Після проведення експерименту проводимо статистичну обробку даних на відсутність грубих промахів по критерію максимальних відхилень та однорідність дисперсій по критерію Кохрена. Вимірявши деформацію  $\lambda$  напрямних по напрямку дії сили  $R$ , можемо розрахувати коефіцієнт пропорційності степеневій залежності між контактними тисками і деформаціями. Статистичні дані представляють собою величину зміни показань індикаторів  $\bar{h}_i$  при переході від одного рівня варіювання прикладеної сили до іншого. З необхідної інформації про величину деформації  $\lambda$  відома лише частина. Недостаючу інформацію позначаємо  $h_0$ . Замінивши величину  $\lambda$  на суму її невідомої та відомої частини, тобто  $\lambda = h_0 + \sum \bar{h}_i$ , отримуємо рівняння для знаходження коефіцієнта пропорційності степеневій залежності між контактними тисками і деформаціями:

$$R_i = \frac{2r\Delta^2 L}{c^2} \left( \left( \frac{2}{3} \left( \frac{h_0 + \sum \bar{h}_i + \Delta}{\Delta} \right)^2 + \frac{1}{3} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{\Delta}{h_0 + \sum \bar{h}_i + \Delta} \right)^2} - \left( \frac{h_0 + \sum \bar{h}_i + \Delta}{\Delta} \right) \arccos \left( \frac{\Delta}{h_0 + \sum \bar{h}_i + \Delta} \right) \right).$$

Відтак маємо чотири варіанта останнього рівняння, у кожному з яких присутні по дві невідомі величини:  $c^2$  та  $h_0$ . Знайти їх можна, розв'язуючи системи з попарно складених рівнянь, що відрізняються рівнями варіювання прикладених сил та прийнятою до уваги величиною  $\sum \bar{h}_i$ . Загальна кількість систем з двох рівнянь при їх чотирьох можливих варіантах становить шість. Така кількість систем рівнянь містить багато змішаних оцінок невідомих величин. При складанні таких систем до кожної входять ті варіанти рівняння, що містять сусідні рівні варіювання навантажуючої сили і відповідні їм прирости деформацій. Даних систем буде три, і хоча кількість використаних рівнянь буде перевищувати кількість необхідних, все ж число змішаних оцінок у даному випадку мінімально можливе.

Розв'язавши три системи рівнянь, знаходимо по три значення невідомої деформації  $h_0$  та коефіцієнта  $c$ . За шукані значення приймаємо їх середньоарифметичні величини. Таким чином, деформація  $h_0$  при зміні величини прикладеного навантаження від 0 до 490 Н складає 0,0008 мм, а значення коефіцієнта пропорційності  $c$  степеневій залежності між контактними тисками та деформаціями складає 0,0022 мм<sup>2</sup>·Н<sup>-1/2</sup>. Дані розрахунки отримані при довжині контакту 200 мм, радіусі імітуючого циліндра 27,5

мм, величині радіального зазору в напрямних 0,007 мм. Матеріал імітуючого циліндра – сталь, корпусу – чавун.

Адекватність отриманих даних перевірена за допомогою критерію Фішера.

Розроблена нова математична модель функціонування пінольного механізму і методика встановлення коефіцієнта пропорційності степеневій залежності між контактними тисками і деформаціями дозволяє проводити аналіз приводів подач пінольного типу з метою визначення геометрично-силових параметрів його схеми навантаження, які забезпечують одночасне досягнення високої точності і стабільності положення пінолі в напрямних і низьких втрат на тертя у зазначеному механізмі.

## Список літератури

1. Орликов М.Л. Динамика станков / М.Л. Орликов. – [2-е изд., перераб.]. – К.: Высшая школа, 1989. – 272 с.
2. Гречка А.І., Крижанівський В.А. Дослідження навантажувальної здатності пінольних механізмів силових вузлів агрегатних верстатів. // Вісник Сумського державного університету – Суми: Видавництво СумДУ, 2002. – № 2. – С. 30-35.
3. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
4. Александров В.М., Ромалис Б.Л. Контактные задачи в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1986. – 176 с., ил.

Одержано 25.05.11

**М. М. Василенко, магістрант гр. АДМ-09-2М**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Особливості організації менеджменту основного виробництва машинобудування

В статті наведено результати теоретичних досліджень та методичні рекомендації щодо підвищення ефективності планування, аналізу та удосконалення менеджменту. Розробка шляхів удосконалення організації основного виробництва машинобудівного підприємства, поглиблення спеціалізації основного виробництва та розширення кооперації по обслуговуванню виробництва. Ознайомлення з матеріалами, які розглядають основні організаційні та методичні рішення з управління виробництвом в системному уявленні та удосконалення форм і методів управління з використанням сучасних інформаційних технологій. Розраховано модель показників розвитку основного виробництва. **шестерний насос, основне виробництво, цілепокладання, розпорядливість, удосконалення менеджменту**

До сучасного машинобудування належить важке машинобудування і металообробка, які охоплюють декілька десятків галузей і підгалузей, об'єднаних між собою спільністю технології і сировини. Залежно від призначення продукції, яку випускає машинобудування, його поділяють на важке, транспортне, сільськогосподарське, виробництво устаткування для легкої і харчової промисловості тощо. Транспортне машинобудування у свою чергу можна поділити на суднобудування, літакобудування та ін.

Рівень розвитку машинобудування значною мірою визначає економічний розвиток країни в цілому.

Економічна криза 2008-2009рр., яка торкнулася всіх галузей економіки, супроводжувалася падінням загального обсягу виробленої продукції в машинобудуванні. Призупинити це падіння можливо тільки за рахунок суттєвих змін в